

다중 유로에서 과열도의 불균형에 따른 증발기의 성능 특성에 관한 연구

최 종 민, 김 용 찬^{†*}

한밭대학교 기계공학과, *고려대학교 기계공학과

The Effect of Non-uniform Superheat on the Performance of a Multi-path Evaporator

Jong Min Choi, Yongchan Kim^{†*}

Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-764, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received June 7, 2003; revision received October 7, 2003)

ABSTRACT: An experimental investigation was executed to determine the capacity degradation due to non-uniform refrigerant distribution in a multi-path evaporator. In addition, the possibility of recovering the capacity reduction by controlling the refrigerant distribution among refrigerant paths was assessed. The finned-tube evaporator, which had a three-path and three-depth-row, was tested by controlling inlet quality, exit pressure, and exit superheat for each refrigerant path. The capacity reduction due to superheat unbalance between each path was as much as 30%, even when the overall evaporator superheat was kept at a target value of 5.6°C. It may indicate that the internal heat transfer within the evaporator assembly caused the partial capacity drop. For the evaporator having air mal-distributions, the maximum capacity reduction was found to be 8.7%. A 4.5% capacity recovery was obtained by controlling refrigerant distribution to obtain the target superheat at the outlet of each path.

Key words: Evaporator(증발기), Superheat(과열도), Capacity(용량), Multi-path(다중 패스), Refrigerant flow rate(냉매유량), Air flow rate(풍량)

1. 서 론

대부분의 증발기는 압력손실을 줄이면서 효율적인 열전달을 위하여 다중 유로(multi-path)로 설계되고 있다. 팽창장치에서 토출된 2상 상태의 냉매는 분지관을 통하여 열교환기의 각 유로로 공급되며, 증발기 출구의 과열도는 팽창장치를 이용하여 조절된다. 증발기의 각 유로에 흐르는 냉매

유량의 최적화를 통하여 열교환기의 열전달계수와 압력강하를 최적으로 유지할 수 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 증발 열교환기의 설치형태와 팬 및 공기필터 저항 등에 따라 증발기 입구에서 공기속도의 분포가 변화될 수 있다. 특히, 팩키지형 에어컨의 경우 일반적으로 증발기 상단부의 풍량이 하단부보다 작은 구조를 갖는다. 입구공기가 불균일한 속도분포를 나타내면 열교환기의 열전달량, 압력강하 및 응축수량에 나쁜 영향을 미친다.^(3,4)

Liang et al.⁽³⁾은 증발기의 입구에서 공기속도의 분포가 균일한 경우에 각 냉매유로를 최적화한다면 동일 성능을 얻기 위해서 열교환기의 먼

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439.

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

적을 5% 가량 감소시킬 수 있다는 결론을 얻었다. Kirby et al.⁽³⁾은 창문형 에어컨에 대하여 불균일한 속도분포를 갖는 입구조건에 대한 연구를 수행하였으며, 불균일한 공기속도의 분포를 개선하여도 그 성능변화는 크지 않다고 보고하였다. Lee et al.⁽⁴⁾은 냉매유로와 입구공기의 속도분포에 대한 수치해석적 연구를 수행하였으며, 불균일한 공기속도의 분포에 따른 성능의 변화가 불균일한 냉매의 분포에 따른 변화보다 크게 나타난다는 연구결과를 얻었다.

대부분의 다중 유로를 갖는 증발 열교환기에 관한 연구는 균일한 공기속도의 분포에 대하여 수행되었으며, 불균일한 공기속도의 분포와 다중 냉매유로에서 과열도 변화 및 성능에 관한 연구는 매우 부족하다. 본 논문에서는 3개의 다중 유로를 갖는 증발기에 대하여 각 냉매유로의 출구에서 과열도의 불균형에 따른 증발기의 성능변화에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 또한, 불균일한 공기속도의 분포변화에 따른 각 유로의 출구에서 과열도의 변화와 성능향상에 관한 고찰을 실시하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 3개의 다중 유로를 갖는 증발기 출구의 과열도 변화에 따른 성능 특성을 측정하기 위한 실험장치의 개략도를 나타낸다. R-22를 냉매로 사용하였으며, 실험장치는 증발기, 응축기, 압축기 및 팽창장치로 구성하였다. 팽창장치 입구의 과냉도, 응축압력, 증발기 출구의 냉매압력 및 증

발기의 각 유로에서 출구의 과열도를 쉽게 조절할 수 있도록 설계하였다. 냉매유량은 가변속 압축기를 이용하여 조절하였다. 응축압력은 칠러로부터 셸-튜브(shell and tube) 열교환기에 공급되는 물의 온도와 유량을 이용하여 조절하였으며, 과냉도는 응축기의 출구에 설치된 판형 열교환기 형태의 과냉 열교환기(subcooler)에 공급되는 물의 온도와 유량을 변화시켜 조절하였다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 증발기의 구조를 나타낸다. 증발기는 3열 3패스의 구조를 갖는다. 각 냉매유로는 수직으로 평행하게 설계되었으며 공기와는 대향류의 유동을 갖는다. 냉매유로의 입구마다 개별적인 수동팽창밸브를 설치하여 각 유로의 출구에서 과열도를 임의로 조절할 수 있도록 구성하였다. 증발기의 출구에서 각 유로가 합쳐진 뒤에 압력조절밸브를 설치하여 증발압력을 조절하도록 하였다.

냉매유량은 코리올리 형태의 질량유량계를 사용하여 측정하였으며, T형 열전대와 압력계를 이용하여 실험장치의 주요 위치에서 온도 및 압력을 측정하였다. 열교환기의 입구에 25개의 열유속계(Hot wire anemometer)를 균일하게 설치하여 열교환기에 유입되는 공기의 속도를 측정하였으며, 각 위치에서의 속도분포는 평균 속도와 $\pm 5\%$ 범위 내에서 변화되었다. 증발기에 유입되는 공기의 조건, 공기측 풍량 및 열량은 ANSI/ASHRAE 규격⁽⁶⁾에 따라 제작한 항온항습실에서 ANSI/AMCA 규격⁽⁷⁾에 따라 풍동을 설치하여 측정하였다. 공기측 열량과 냉매측 열량은 $\pm 4.6\%$ 이내에서 일치하였으며, 공기측 열량은 3.2% 이내의 불확실성을 나타냈다.

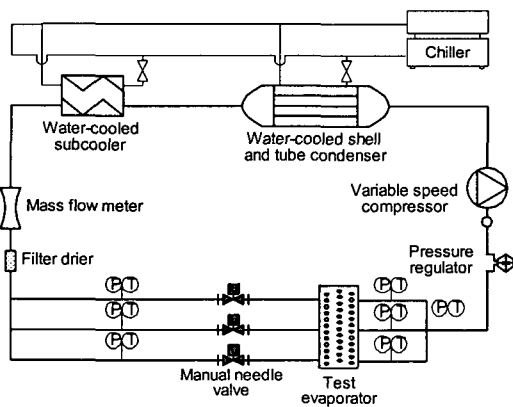


Fig. 1 Schematic of experimental setup.

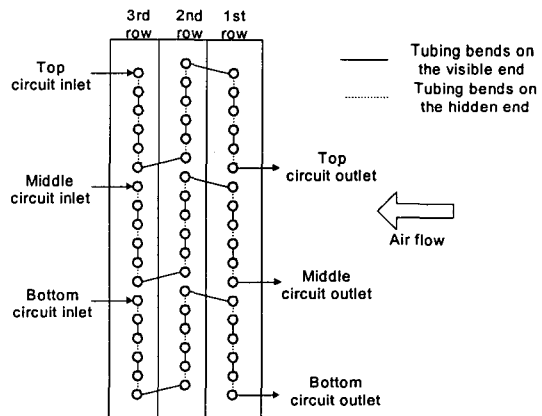


Fig. 2 Schematic diagram of refrigerant path.

Table 1 Test conditions

Parameter	Air flow	Superheat at each circuit (°C)			
		Top	Middle	Bottom	Overall
Non-uniform refrigerant distribution	Uniform constant	5.6	5.6	5.6	5.6
		16.7	16.7	16.7	16.7
		(1)	16.7	16.7	5.6
Non-uniform air flow rate	Constant	(2)	(2)	(2)	(2)
		5.6	5.6	5.6	5.6
	Reduced due to blockage	(2)	(2)	(2)	(2)
		5.6	5.6	5.6	5.6

(1) Top circuit superheat was adjusted to set the overall superheat at 5.6°C.
 (2) Superheat was not adjusted (the expansion valve unchanged from the superheat at 5.6°C with uniform air flow).

2.2 실험조건 및 실험방법

증발기의 입구에서 건구온도를 26.7°C로 고정하고, 이슬점 온도(dew point temperature)를 4.7°C 이하로 유지하면서 건코일(dry coil) 시험을 실시하였다. 습코일 시험은 26.7°C의 건구온도와 15.8°C의 이슬점 온도 조건에서 수행하였다. 증발기 입구에서 엔탈피와 동일한 값을 얻을 수 있도록 설정하였으며, 증발기의 출구에서 7.2°C에 해당하는 포화압력을 갖도록 조절하였다.

증발기의 출구에서 각 유로에 대한 개별과열도와 모든 유로가 합쳐진 상태에서 총과열도를 모두 변화시키며 실험을 실시하였으며, 각 과열도의 조합을 Table 1에 나타내었다. 증발기의 입구에서 공기속도가 균일한 경우와 증발기의 상단부에 타공된 스테인레스판을 설치하여 상단부와 하단부의 평균 속도비가 다른 경우에 대한 실험을 개별적으로 실시하였다. 이때 상단부와 하단부의 평균 속도비는 1.27에서 2.6의 범위로 변화시켰다. 불균일한 공기속도의 분포에 대한 실험에서는 팬 회전수를 고정한 경우와 팬 회전수의 변화를 통하여 총풍량이 일정한 경우에 대한 실험을 각각 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 공기의 속도분포가 균일한 경우

다중 유로 증발기에서 각 유로를 통과하는 냉

매유량은 곡관부의 형상, 배관의 저항차이 및 배관분배기의 불균일분배 등의 요인으로 인하여 각기 다르게 나타난다.⁽³⁾ Fig. 3은 건코일과 습코일에 대해 각 유로에서 출구 과열도가 서로 다른 조합을 갖는 경우 성능의 변화를 나타낸다. Case A와 Case B는 각 유로의 개별과열도와 총과열도를 각각 5.6°C와 16.7°C로 조절할 때 증발기의 용량을 나타낸다. Case C는 중간 및 하단 유로의 출구에서 16.7°C의 과열도를 갖고, 상단 유로에서 팽창장치를 조절하여 총과열도를 5.6°C로 유지한 경우이다. Case C의 경우 상단 유로의 출구에서 냉매가 2상상태를 나타냈다. 각 유로의 출구 과열도가 증가함에 따라 유로의 출구 쪽에서 냉매측 열저항이 크게 증가하여 증발기의 용량은 크

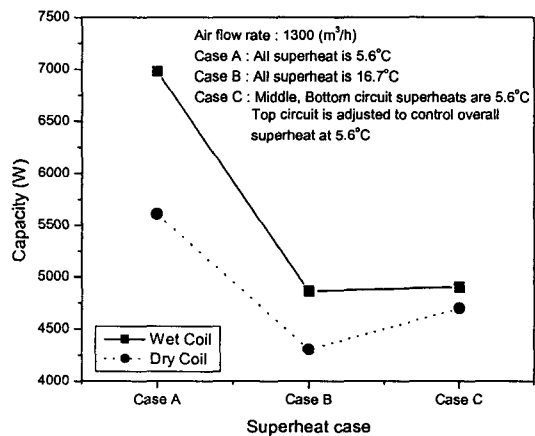


Fig. 3 Capacities with different superheat combinations at uniform air flow.

게 감소하였다. 모든 과열도가 5.6°C(Case A)에서 16.7°C(Case B)로 증가함에 따라 증발기의 냉방용량은 32% 감소하였다. Case C에서 총과열도는 5.6°C로 유지되지만 냉방용량은 Case A에 비하여 30% 감소하였다. 이는 과열도가 큰 중간 및 하단 유로와 2상상태로 존재하는 상단 유로 사이의 내부적인 열전달이 발생하였기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 4는 과열도의 변화와 풍량의 변화에 따른 열교환기의 용량을 풍량 1300 m³/h, 모든 과열도가 5.6°C인 조건을 기준으로 상대적인 용량비로 나타낸 것이다. 그림에서 커팅(cutting) 증발기는 각 열 사이의(Fig. 2의 실선부) 핀을 절단한 것이다. 유로 출구에서 모든 과열도가 5.6°C인 Case A에서 두 증발기(커팅 및 비커팅(non-cutting))가 서로 유사한 성능을 나타냈다. 모든 과열도가 16.7°C인 Case B 경우, 풍량이 1300 및 1700 m³/h인 조건에서 커팅 증발기는 비커팅 증발기에 비하여 각각 10.2% 및 23% 큰 용량을 나타냈다. 이는 커팅 증발기의 경우 과열도가 증가했을 때 출구쪽에 위치한 핀의 온도상승이 입구쪽 핀의 온도 변화에 영향을 주지 못하므로 입구쪽 열전달계수의 감소폭이 작고 커팅된 핀 주위에서 난류도가 증가했기 때문이다. 풍량이 증가함에 따라 공기측 열전달계수가 증가하여 모든 과열도 조건에서 용량이 증가하였으며, 이는 Wang et al.⁽⁷⁾의 연구 결과와 유사한 경향을 나타낸다. 풍량 및 과열도가 증가한 경우 커팅 증발기와 비커팅 증발기의 용량차이가 증가하였다. 이는 비커팅 증발기가 커팅 증발기에 비하여 풍량의 증가로 인한 입구측

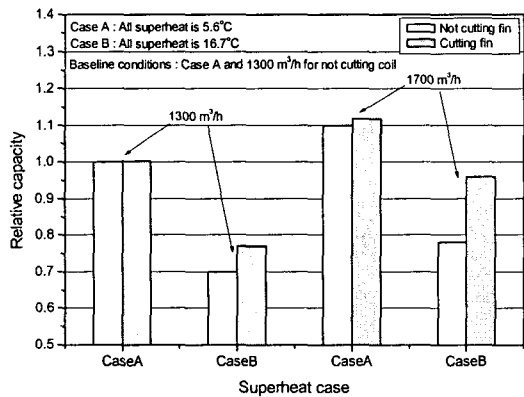


Fig. 4 Relative capacities at various superheat combinations and air flow rates.

핀의 온도를 더욱 상승시켜 공기측 열전달계수를 감소시켰기 때문이다.

3.2 공기의 속도분포가 불균일한 경우

Fig. 5는 동일한 풍량에서 증발기의 입구 상단부에 공기저항을 증가시켜 상단부와 하단부의 평균 속도차이를 증가시킨 경우 용량의 변화를 나타낸다. 여기서 속도비(velocity ratio)는 하단부와 상단부의 평균 속도비를 나타낸다. 속도비가 1.26으로 작고, 각 유로에서 개별과열도를 조절하지 않은 경우 용량의 감소가 미소하게 발생하였으나, 각 유로에서 과열도를 목표치인 5.6°C로 조절 한 경우 용량의 감소가 회복되었다. 총풍량이 일

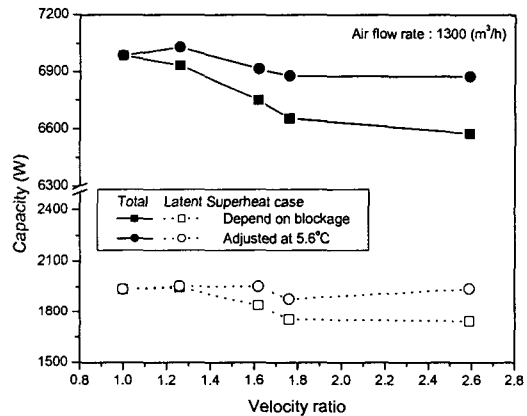


Fig. 5 Capacities with different air velocity ratios at a constant air flow rate.

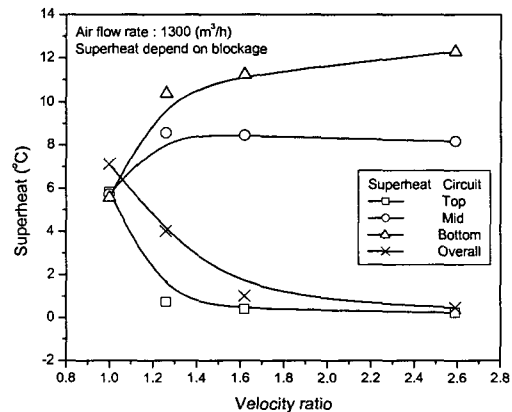


Fig. 6 Superheats with different air velocity ratios at a constant air flow rate.

정한 조건에서 속도비가 증가함에 따라 증발기 상단부의 풍속은 감소하고 하단부의 풍속이 증가하여 상단부에서 과열도가 감소하거나 2상상태로 존재하게 되며, 하단부에서 과열도가 증가하였다 (Fig. 6). 속도비가 1.26 및 2.6인 경우, 각 유로에서 최대 과열도의 차이는 각각 10.4°C 및 12.2°C로 나타났다. 속도비의 증가에 따라 각 유로 사이의 과열도의 불균형이 커져서 각 유로의 열교환효율 저하, 냉매혼합 손실 및 유로 간의 열전달량의 증가를 발생시켜 증발기의 총용량이 감소하였다. 그러나, 개별과열도를 목표값으로 조절하면 용량의 감소는 크게 둔화되었다. 본 연구에서는 증발기의 출구압력을 일정하게 조절하였지만, 실제 시스템에서는 증발압력도 같이 감소하여 과

열도의 불균형이 더욱 커져 용량의 감소폭은 더욱 증가할 것으로 예상된다.

열교환기의 입구에 스크린을 설치하면 공기측 저항이 증가하여 풍량이 감소한다. 실제 열교환기에서 공기측 유로저항은 덕트, 필터 및 튜브 체결 등에 따라 달라진다. Fig. 7은 공기측 입구 상단부에 스크린을 설치하여 풍량이 감소하는 경우 상단부와 하단부의 평균 속도비의 변화에 따른 증발기의 용량변화를 나타낸다. Fig. 8은 스크린 설치하였을 때 측정된 용량을 스크린이 없고, 모든 과열도가 5.6°C인 경우의 용량으로 나눈 상대적인 용량비를 나타낸다. 풍량이 감소한 경우 증발기의 용량 감소폭은 풍량이 일정한 경우에 비하여 증가하였으나, 서로 유사한 성능 특성을 나타냈다. 속도비가 1.76인 경우 풍량이 일정한 경우에는 용량이 4.7% 감소하였으나, 풍량이 감소한 경우에는 8.7%로 2배 가량 감소폭이 크게 나타났다. 속도비가 1.76일 때 모든 과열도를 5.6°C로 조절하면 과열도 불균형시와 비교하여 용량이 4.5% 회복되었다.

각 유로의 출구 과열도는 냉매유량 및 풍량에 따라 변화된다. 주어진 풍량에서 증발기 출구의 설정 과열도를 유지하기 위한 일정 냉매유량이 존재한다. 각 유로의 과열도가 균형을 이루지 못하면, 총과열도는 서로 다른 과열도 또는 높은 과열도와 2상상태 냉매의 혼합으로 얻어진다. 이는 각 증발기의 유로간 열전달과 각 유로의 열교환효율의 감소를 유발하여 증발기의 총용량을 감소시킨다.

Fig. 9는 속도비의 변화에 따른 공기측 압력강하를 나타낸다. 과열도를 조절하지 않고 속도비가

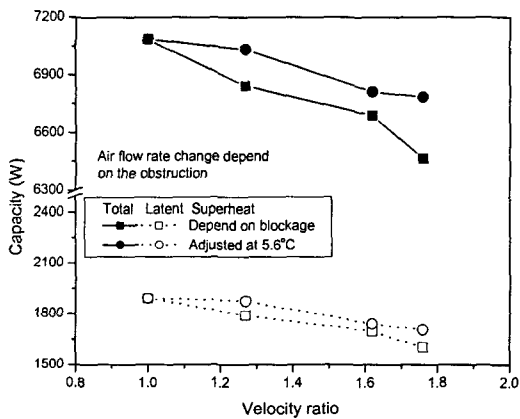


Fig. 7 Capacities with different air velocity ratios at reduced air flow rates.

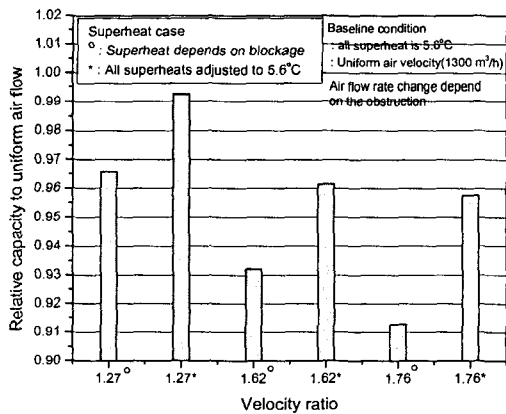


Fig. 8 Capacities with different air velocity ratios at reduced air flow rates.

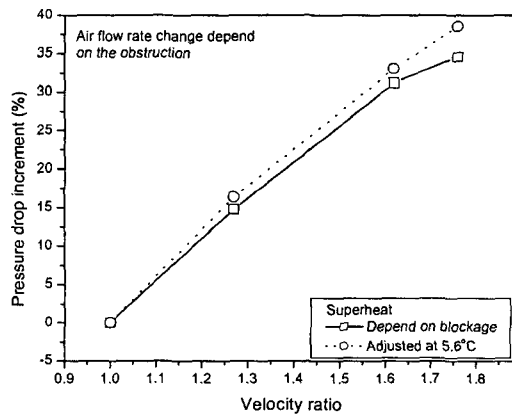


Fig. 9 Air pressure drops with different air velocity ratios at reduced air flow rates.

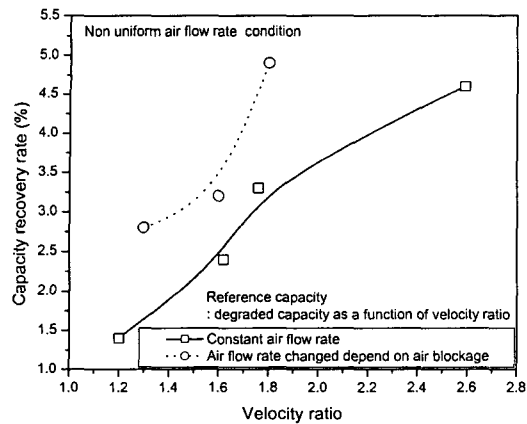


Fig. 10 Capacity recovery by superheat adjustment with different velocity ratios.

1.27인 경우 압력강하가 14% 증가하였으며, 속도비가 1.76인 경우에는 34% 증가하였다. 과열도를 5.6℃로 조절하면 속도비 변화에 따른 압력 강하 폭은 과열도를 조절하지 않은 경우에 비하여 다소 크게 나타났다. 이는 Fig. 7에서 보여지듯 잠열 열전달량의 증가로 열교환기의 표면에 생성되는 응축수가 증가하여 공기저항이 증가하였기 때문이다.

Fig. 10은 속도비가 변화할 때 과열도를 조절하는 경우의 용량과 과열도 조절을 하지 않은 경우의 용량비를 나타낸다. 속도비의 차이가 증가함에 따라 용량 감소폭이 증가하여 과열도의 조절을 통한 용량향상의 가능성도 증가하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 다중 유로를 갖는 증발기에서 각 유로 사이의 과열도의 불균형에 따른 성능변화, 증발기에 유입되는 공기의 불균일한 속도분포에 의한 성능저하, 각 유로를 통과하는 냉매유량의 조절을 통한 용량향상의 가능성에 대한 실험적 연구를 수행하였다.

입구속도가 균일한 조건에서 총과열도를 목표 설정치인 5.6℃를 유지하여도 각 유로의 과열도가 균형을 이루지 못하면 증발기 용량이 30% 정도까지 감소하였다. 이는 각 유로 사이의 내부 열전달로 인한 손실에 기인한 것으로 판단된다. 따라서, 다중 유로 증발기는 복수의 팽창장치를 설치하여 각 유로 출구에서 과열도를 개별적으로

제어하여야만 성능을 극대화할 수 있다. 열교환기 입구에서 속도분포가 불균일한 경우 증발기의 용량은 최대 8.7% 감소하였으며, 증발기의 각 유로 출구의 과열도를 설정치인 5.6℃로 조절하면 과열도를 조절하지 않는 경우에 비하여 증발기의 용량이 4.5% 정도 향상되었다.

후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Ellison, P. R., Crewick, F. A., Ficher, S. K. and Jackson, W. L., 1981, A computer model for air-cooled refrigerant condenser with specified refrigerant circuiting, ASHRAE Trans., Vol. 72, No. 2, pp. 1106-1124.
2. Liang, S. Y., Wong, T. N. and Nathan, G. K., 1998, Study of refrigerant circuitry of evaporator coil with a distributed simulation model, 7th Int. Refrigeration Conference, Purdue, pp. 823-833.
3. Kirby, E. S., Bullard, C. W. and Dunn, W. E., 1998, Effect of airflow nonuniformity on evaporator performance, ASHRAE Trans., Vol. 194, No. 2, pp. 755-762.
4. Lee, J. and Domanski, P. A., 1997, Impact of air and refrigerant maldistributions on the performance of finned-tube evaporators with R22 and R407C, Report DOE/CE/23810-81 for ARI, NIST, Gaithersburg, MD.
5. ANSI/ASHRAE Standard 37, 1988, Methods of Testing for Rating Unitary Air Conditioning and Heat Pump Equipment, ASHRAE, Atlanta.
6. ANSI/AMCA 210, 1985, Laboratory methods of testing fans for rating, ANSI, Arlington, USA.
7. Wang, C. C., Lee, W. S. and Sheu, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 3565-3573.